



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑪ DE 3409112 A1

②① Aktenzeichen: P 34 09 112.2  
②② Anmeldetag: 13. 3. 84  
②③ Offenlegungstag: 19. 9. 85

⑤① Int. Cl. 4:  
B 04 B 1/20  
B 04 B 9/12  
B 04 B 9/08

DE 3409112 A1

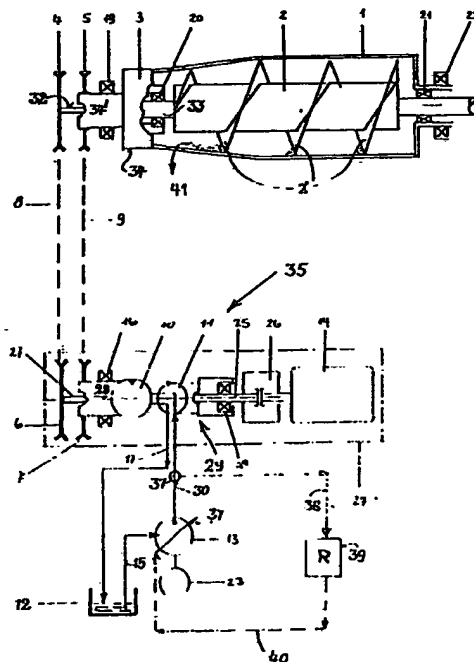
Behördeneigentlich

⑦① Anmelder:  
Hiller, Georg, 8313 Vilsbiburg, DE

⑦② Erfinder:  
gleich Anmelder

⑤④ Vollmantel-Schneckenzenrifuge

Bei einer Vollmantel-Schneckenzenrifuge mit einer drehbar gelagerten Trommel und einer in dieser drehbar gelagerten Schnecke mit Hauptantrieb über Keilriementrieb mittels Antriebs- und Keilriemenscheiben und einem Hydraulikgetriebe zwischen Trommel und Schnecke wird zur Verbesserung und Vereinfachung vorgeschlagen, daß die Hydraulik-Kraftmaschine, zumeist ein Hydraulikmotor, mit der Hauptantriebswelle umlaufend angeordnet ist, wobei eine Schneckenantriebsscheibe (8) mit der Welle (27) der Hydraulik-Kraftmaschine (10) und eine Trommelantriebsscheibe (7) mit dem Gehäuse (28) der Hydraulik-Kraftmaschine (10) verbunden ist.



DE 3409112 A1

P A T E N T A N S P R U E C H E

1. Vollmantel-Schneckenzen­trifuge mit einer drehbar gelagerten Trommel und einer in der Trommel drehbar gelagerten Schnecke, die von einem Hauptantriebsmotor mit einer Antriebswelle mit wenigstens einer Antriebs­scheibe ueber Keilriementrieb mittels wenigstens einer Riemenscheibe angetrieben sind, wobei zur Erzeugung einer Differenz-Drehbewegung zwischen Trommel und Schnecke eine Hydraulik-Kraftmaschine vorgesehen ist,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

dass die Hydraulik-Kraftmaschine (10) mit der Antriebswelle (25) umlaufend angeordnet ist, wobei eine Schneckenantriebsscheibe (6) mit der Welle (27) der Hydraulik-Kraftmaschine (10) und eine Trommelantriebsscheibe (7) mit dem Gehaeuse (28) der Hydraulik-Kraftmaschine (10) verbunden ist.

2. Vollmantel-Schneckenzen­trifuge nach Anspruch 1, dadurch gekenn­zeichnet, dass die Hydraulik-Kraftmaschine (10) ein Hydraulikmotor ist.

3. Vollmantel-Schneckenzen­trifuge nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Hydraulikmotor (10) einen Teil der Antriebs­welle (25) bildend angeordnet ist.

4. Vollmantel-Schneckenzenzrifuge nach einem der Ansprueche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebswelle (25) mit dem Gehaeuse (28) des Hydraulikmotors (10) verbunden oder als solches ausgebildet ist.

5. Vollmantel-Schneckenzenzrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das der Antriebswelle (25) zugeordnete Antriebsscheibenpaar (6,7) und das Trommel (19) und Schnecke (2) zugeordnete Riemenscheibenpaar (4,5) vorzugsweise jeweils mit gleichen Durchmessern ausgebildet ist.

6. Vollmantel-Schneckenzenzrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass ein zwischen Hauptantriebsmotor (14) und Hydraulikmotor (10) gelegener Teil der Antriebswelle (25) mit einem diese umgebenden Lagergehaeuse (29) als Drehdurchfuehrung (11) fuer ein Hydraulikmedium zusammenwirkend, mit je einer Zu- und Abfuehrung (30,17) ausgebildet ist, mit denen der Hydraulikmotor (10) ueber die Antriebswelle (25) und das Gehaeuse (28) durchsetzende Kanaele (31) verbunden ist.

7. Vollmantel-Schneckenzenzrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebswelle (25) ueber ein Lager (18) im Lagergehaeuse (29) der Drehdurchfuehrung (11), und zusaetzlich ueber eine Gehaeuselagerung (16) des Hydraulikmotors (10) drehbar gelagert ist.

8. Vollmantel-Schneckenzenrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der die Schnecke (2) antreibende Keilriementrieb (4,6,8) ein vorzugsweise mechanisches Untersetzungsgetriebe (3) aufweist.

9. Vollmantel-Schneckenzenrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Untersetzungsgetriebe (3) vorzugsweise ein Untersetzungsverhaeltnis 25:1 aufweist.

10. Vollmantel-Schneckenzenrifuge nach einem der Ansprueche 8 und 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Untersetzungsgetriebe (3) als Umlaufgetriebe ausgebildet und mit der Trommel (1) umlaufend angeordnet ist, wobei dessen Eingangswelle (32) mit der Riemenscheibe (4), und die Ausgangswelle (33) mit der Schnecke (2) und das Gehaeuse (34) mit der Trommel (1) verbunden ist.

11. Vollmantel-Schneckenzenrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass zur Speisung des Hydraulikmotors (10) mit Hydraulikmedium eine vorzugsweise foerderstromverstellbare Verdraengerpumpe (13,23) vorgesehen ist.

12. Vollmantel-Schneckenzenrifuge nach einem oder mehreren der Ansprueche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Schnecke (2) antriebsseitig im Gehaeuse (34) und die Trommel mit dem Gehaeuse (34) gelagert

ist.

13. Verfahren zum Betrieb der Vollmantel-Schneckenzenrifuge mit der Ausgestaltung entsprechend den Merkmalen der Ansprueche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Hydraulikmotor (10) mit einer Drehzahl angetrieben wird, die dem Produkt der Differenz-Drehzahl Trommel/Schnecke, multipliziert mit dem Untersetzungsverhaeltnis des Untersetzungsgetriebes (3) entspricht.

14. Verfahren nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass der Hydraulikmotor bzw. dessen Gehaeuse (28) mit der Drehzahl des Hauptantriebsmotors (14) bzw. der Antriebswelle (25) in Umdrehung versetzt wird.

Anlage Beschreibung Patentgesuch Georg Hiller D 8313 Vilsbiburg

Vollmantel - Schneckenzenztrifuge

Die Erfindung betrifft eine Vollmantel-Schneckenzenztrifuge mit einer drehbar gelagerten Trommel und einer in der Trommel drehbar gelagerten Schnecke, die von einem Hauptantriebsmotor mit einer Antriebswelle mit wenigstens einer Antriebsscheibe ueber Keilriementrieb mittels wenigstens einer Riemenscheibe angetrieben sind, wobei zur Erzeugung einer Differenz-Drehbewegung zwischen Trommel und Schnecke eine Hydraulik-Kraftmaschine vorgesehen ist.

Vollmantel-Schneckenzenztrifugen der eingangs genannten Art sind bekannt. Bei diesen hat sich zur Einhaltung einer konstanten und insbesondere optimalen Feststoff-Entwaessrungsrate die Anordnung einer Hydraulik-Kraftmaschine zur Erzeugung einer regelbaren Differenz-Drehbewegung zwischen Trommel und Schnecke als vorteilhaft erwiesen. Das hierbei zu bewaeltigende regelungstechnische Problem ergibt sich daraus, dass die Zentrifuge vielfach unter schwierigen Betriebsbedingungen mit veraenderlichen Feststoffkonzentrationen in der zulaufenden Truebe arbeiten muss. Wuerde die Schnecke pro Zeiteinheit weniger Feststoff austragen, als insgesamt in der Truebe zulaufen, dann ergaebe sich eine zunehmende Feststoffanhaeuftung in der Trommel mit der unweigerlichen Folge einer Verstopfung und damit Betriebsunterbrechung. Umgekehrt bei zu hoher Differenzgeschwindigkeit wuerde die Schnecke mehr Feststoff abtransportieren,

als mit der Truebe eingetragen wird. Bei diesem Betriebszustand wuerde sich eine viel zu geringe Entwaesserung in der Feststoffkonzentration ergeben und die Zentrifuge ein voellig unbefriedigendes Trennergebnis erbringen. Demzufolge ist ein ausgesprochenes Wirkungsgradoptimum beim Betrieb der Zentrifuge dann gegeben, wenn diese mit konstant hoechstmoeglicher Feststoff-Entwaesserungsrate arbeitet, ohne jedoch zu verstopfen. Es ist Stand der Technik, diesen optimalen Betriebszustand nach Massgabe des Drehmomentes der Schnecke einzustellen. Hierdurch kann ein Betriebszustand eingeregelt werden, bei dem die Summe des in der Zeiteinheit eingetragenen Feststoffes mit der Summe des in der gleichen Zeit ausgetragenen Feststoffes ein Gleichgewicht erreicht. Dieses ist eine Funktion der pro Zeiteinheit zuflliessenden Truebe, der Differenzgeschwindigkeit zwischen Trommel und Schnecke, sowie der Feststoffkonzentration in der zulaufenden Truebe. Entsprechend den sich hieraus ergebenden regelungstechnischen Moeglichkeiten kann beispielsweise, wie dies an sich bekannt ist, die pro Zeiteinheit zuflliessende Menge der Truebe nach Massgabe eines konstanten Drehmoments der Schnecke geregelt werden. Solche Einrichtungen sind bekannt, regelungstechnisch jedoch relativ kompliziert und somit unbefriedigend. Eine andere Moeglichkeit besteht unter Beibehaltung konstanter Zuflussverhaeltnisse der Truebe durch Aenderung der Differenzgeschwindigkeit zwischen Trommel und Schnecke, wofuer, wie eingangs erwaeht, ein variables und vorzugsweise hydraulisches Getriebe zwischen Trommel und Schnecke eingeschaltet ist.

Bei einer bekannten Ausfuehrung (DE-OS 28 42 575) ist die Trommel an der Seite des Zentrataustrittes mit einem Riementrieb von einem Hauptantriebsmotor mit einer Antriebswelle mit Riemenscheibe angetrieben. An

der entgegengesetzten Seite des Feststoffaustrags ist mit dem verlaengerten Hals der Trommel das Gehaeuse eines Hydraulikmotors verbunden, dessen Antriebswelle die Schnecke mit Differenzgeschwindigkeit antreibt. Bei diesem bekannten System wird als Nachteil empfunden, dass beim hydraulischen Schlupfantrieb wegen der geringen Drehzahldifferenz und einem entsprechend hohen Drehmoment ein vergleichsweise grossvolumiger, relativ teurer und mit hohem Drehmoment betreibbarer Hydromotor installiert wird. Bei der bekannten Ausfuehrung ist zudem die Anordnung von Antriebsorganen bzw. -elementen wegen der entsprechend grossen Laengenausladung der Maschine von Nachteil.

Weiter wird bei einer derartigen Anordnung als unbefriedigend empfunden, dass die nachtraegliche Ausruestung einer mit Riemenantrieb und mechanischem Differenzantrieb ausgestatteten Vollmantel-Schneckenzentrifuge nur mit sehr erheblichem Umbau-Aufwand durchzufuehren ist.

Bei der bekannten Ausfuehrung ist zudem eine relativ aufwendige und damit teure Druckmittelversorgungs- und Regeleinheit erforderlich, um den grossvolumigen Hydromotor bei geringer Differenzdrehzahl und hohen Drehmomenten feinfuehlig drehzahlregelnd einstellen zu koennen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, den Stand der Technik zu verbessern und insbesondere die hierbei bestehenden Nachteile, Schwierigkeiten und technischen Grenzen zu ueberwinden. Insbesondere soll anstelle eines teuren und schwierig zu regelnden Hydromotors ein solcher mit hoeherer Drehzahl und entsprechend geringerem Drehmoment eingesetzt werden. Entsprechend einfacher soll auch die hierfuer erforderliche Versorgungs- und Regeleinheit ausgefuehrt werden. Und schliesslich soll mit



der Erfindung eine unkomplizierte, preisgünstige, und schnell durchführbare Umrüstung vorhandener, mit einem Keilriemengetriebe ursprünglich ausgestatteter Vollmantel-Schneckenzentrifugen erreicht werden können. Vorzugsweise soll dieser Umbau ermöglicht werden, ohne die ursprünglich vorhandenen Antriebsorgane wie Keilriemenscheiben und mech. Umlaufgetriebe etc. abbauen oder veraendern zu muessen.

Die Loesung der gestellten Aufgabe gelingt dadurch, dass bei einer Vollmantelschneckenzentrifuge der eingangs genannten Art, die von einem Hauptantriebsmotor mit einer Antriebswelle mit wenigstens einer Antriebs-scheibe ueber Keilriementrieb mittels wenigstens einer Riemenscheibe angetrieben sind, die Hydraulik-Kraftmaschine mit der Antriebswelle umlaufend angeordnet ist, wobei eine Schneckenantriebsscheibe mit der Welle der Hydraulik-Kraftmaschine und eine Trommelantriebsscheibe mit dem Gehaeuse der Hydraulik-Kraftmaschine verbunden ist.

Die Anordnung der hydraulischen Kraftmaschine als Element der Antriebswelle und mit dieser umlaufend hat den Vorteil, dass die Antriebselemente an der Zentrifuge selbst unveraendert beibehalten werden koennen. Dies trifft insbesondere auch auf die Anordnung eines starren, ueber Riemenscheiben angetriebenen Serienriementriebes zu. Hierbei kann durch Austauschen des Antriebswellensatzes zwischen Hauptantriebsmotor und Antriebsscheiben ohne jede Aenderung des urspruenglichen technischen Antriebskonzeptes eine Serienzentrifuge in kurzer Zeit bei geringer Montagearbeit mit einem der Erfindung entsprechenden Antriebssystem ausgeruestet werden.

Die Beibehaltung des Riemenantriebes ist auch deshalb von Vorteil, weil bei entsprechender Auswahl der Riemenscheiben-Durchmesser-Verhältnisse die hydraulische Kraftmaschine unter Vollast vorteilhaft in einem optimalen Drehzahlbereich betrieben werden kann, und somit die Regelung in den Bereich eines bestmöglichen hydraulischen Wirkungsgrades verlegbar ist. Weiterhin kann mit Vorteil bei dieser Einbausituation der in der Regel zwischen 1 bis 20 UPM liegende Differenzdrehzahl-Verstellbereich bei entsprechend schwierigen Entwaässerungsaufgaben beispielsweise in einen Bereich zwischen 10 und 30 bzw. 20 bis 40 UPM verlegt werden. Ein weiterer Vorteil ergibt sich dadurch, dass die hydraulische Kraftmaschine mit der Drehzahl des Hauptantriebsmotors umläuft, wogegen sie beispielsweise bei der bekannten Ausführung gem. DE-OS 28 42 575 mit der Trommeldrehzahl umläuft, die in der überwiegenden Zahl der Betriebsfälle höher liegt, als dem Drehzahlbereich des Hauptantriebsmotors entspricht. Dabei wirkt sich der Vorteil der niedrigen Drehgeschwindigkeit der hydraulischen Kraftmaschine vorzugsweise bei der Drehdurchführung aus. Die hierbei zu bewältigenden Dichtungs- und Verschleissprobleme nehmen bekanntlich mit steigender Drehzahl exponentiell zu. Die gegenüber der bekannten Ausführung in einer überwiegenden Anzahl von Betriebsfällen annähernd nur mit halber Drehgeschwindigkeit umlaufende hydraulische Kraftmaschine in der erfindungsgemässen Anordnung arbeitet daher in einem sehr viel günstigeren Drehzahlbereich.

Weitere zweckmässige Ausgestaltungen der Vorrichtung sind entsprechend den Merkmalen der Vorrichtungsansprüche 2 bis 12 vorgesehen.

Ein Verfahren zum Betrieb der Vollmantel-Schneckenzenzrifuge mit der Ausgestaltung entsprechend den Vorrichtungsmerkmalen ist dadurch gekennzeichnet, dass der Hydraulikmotor mit einer Drehzahl angetrieben wird, die dem Produkt der Differenz-Drehzahl Trommel/Schnecke multipliziert mit dem Untersetzungsverhaeltnis des Untersetzungsgetriebe entspricht.

Hierdurch ergibt sich der Vorteil, dass der Hydraulikmotor als Schnell-laeufer mit relativ geringem Drehmoment ausgebildet sein kann. Dies hat den weiteren Vorteil zur Folge, dass es sich um eine sehr kleine, leichte, preisguenstige und in das Antriebssystem ohne Schwierigkeit integrierbare Hydraulikmaschine handelt.

Weiter sieht das Betriebsverfahren vor, dass der Hydraulikmotor bzw. dessen Gehaeuse mit der Drehzahl des Hauptantriebsmotors bzw. der Antriebswelle in Umdrehung versetzt wird.

Wie hierzu bereits ausgefuehrt, ergibt sich mit dieser Antriebsdrehzahl des Hydraulikmotorgehaeuses eine entsprechende Drehzahl der hydraulischen Drehdurchfuehrung, wobei die Dichtungs- und Verschleissprobleme in durchaus beherrschbaren Grenzen bleiben.

Die Erfindung wird in Zeichnungen in einer bevorzugten Ausfuehrungsform gezeigt, wobei aus den Zeichnungen weitere vorteilhafte Einzelheiten der Erfindung entnehmbar sind.

Die Zeichnungen zeigen im einzelnen:

- Figur 1            eine schematische Darstellung einer Vollmantel-Schnecken-zentrifuge mit einer Antriebsanordnung, in Verbindung durch einen Riemenantrieb, aus der Draufsicht gesehen, teilweise im Schnitt,
- Figur 2            eine ebenfalls schematische Darstellung einer Antriebsanordnung entsprechend derjenigen in Fig.1, mit Hauptantriebsmotor, Antriebswelle, Hydraulikmotor und Antriebsscheiben, in Seitenansicht, teils im Schnitt,
- Figur 3            eine Antriebsanordnung entsprechend Fig.2 mit einer gegenstaendlichen, jedoch rein schematischen Darstellung der Drehdurchfuehrung und des Hydraulimotors, im Schnitt.

Bei der beispielsweise veranschaulichten Ausfuehrungsform der Vollmantel-Schnecken-zentrifuge ist diese in ueblicher Weise auf einem nicht naeher gezeigten Maschinengestell mit einer in den Lagern 19 und 22 gelagerten Trommel 1 ausgebildet. Sie besteht aus einem zylindrisch/konischen Koerper. Darin ist in den Lagern 20, 21 die Schnecke 2 mit den Schneckenwendel 2' gelagert. Die Betriebs- und Wirkungsweise der rein schematisch ohne Einzelheiten dargestellten Vollmantel-Schnecken-zentrifuge wird im uebrigen als dem Fachmann gelaueufig fuer die weitere Beschreibung vorausgesetzt. An der Feststoff-Austragsseite ist ein mechanisches Umlaufge-

triebe 3 angeordnet. Dessen Gehaeuse 34 ist mit dem Koerper der Trommel 1 fest verbunden. Die in das Innere der Trommel 1 hineinragende Ausgangswelle 33 des Umlaufgetriebes 3 ist mit dem Schneckenkoerper 2 verbunden und dient diesem gleichzeitig zur Lagerung und zum Antrieb. Die Eingangswelle 32 des Umlaufgetriebes 3 traegt die Riemenscheibe 4, die ueber den Keilriemen 8 von der Antriebsscheibe 6 der Antriebsanordnung 35 angetrieben wird. Mit dem nach aussen verlaengerten und im Lager 19 gelagerten Gehaeuse 34' des Umlaufgetriebes 3 ist die Riemenscheibe 5 verbunden, die ihrerseits ueber den Keilriemen 9 von der Antriebsscheibe 7 der Antriebsanordnung 35 angetrieben wird. Das Umlaufgetriebe 3 entspricht einer ueblichen Antriebsanordnung einer mit starrer Differenzdrehzahl ueber Keilriemenantriebe angetriebene Vollmantel-Schneckenzenrifuge nach dem Stand der Technik. Es ist ueblicher Weise mit einem Untersetzungsverhaeltnis zwischen 10:1 bis 50:1, vorzugsweise 25:1 ausgelegt. Dies hat den Vorteil, dass die zumeist geringe Drehzahldifferenzstufe mit geringerem Drehmoment transformiert wird. Wie bereits erwaeht, ist die Ausstattung der Zentrifugentrommel 1 und Schnecke 2 mit den Antriebselementen des Umlaufgetriebes 3 und der Antriebsscheiben 4 und 5 eine uebliche, dem Stand der Technik entsprechende standardmaessige Ausstattung. Es sei an dieser Stelle daran erinnert, dass als wesentlicher Teil der Aufgabenstellung die Forderung angesehen wurde, mit der erfindungsgemaess verbesserten Antriebsanordnung 35 das antriebstechnische Grundkonzept der eigentlichen Zentrifugalmaschine nicht oder nur unwesentlich aendern zu muessen.

Dem entsprechend ist die beispielhaft gezeigte Antriebsanordnung 35 als Hauptelement der gesamten Antriebseinrichtung vom grundsuetzlichen Auf-

bau der ebenfalls aehnlich einer entsprechenden Antriebsanordnung mit unveraenderlicher, d.h. starrer Differenzdrehzahl. Sie umfasst den Hauptantriebsmotor 14 mit der Anlaufkupplung 26 und der Antriebswelle 25. Diese ist im Lagergehaeuse 29 mit dem Lager 18 motorseitig gelagert. Mit der Antriebswelle 25 ist das Gehaeuse 28 des Hydraulikmotors 10 fest verbunden. Dieses ist demnach mit der Motorwelle 36 des Hauptantriebsmotors 14 ueber die Anlaufkupplung 26 in drehschluessiger Verbindung und dreht sich, abgesehen vom geringen Schlupf der Anlaufkupplung 26, im wesentlichen mit der Motordrehzahl des Hauptantriebsmotors 14. Der Hydraulikmotor 10 ist mit einer Welle 27 ausgestattet, welche die Schneckenantriebsscheibe 6 traegt. Diese bewegt sich daher im Betrieb mit der Drehzahl des Hauptantriebsmotors 14 plus Drehzahl des Hydraulikmotors 10 (bzw. minus Drehzahl des Hydraulikmotors 10.)

Ohne grundsaeztliche Aenderung des erfindungsgemaessen Antriebskonzeptes koennte der Hydraulikmotor 10 gegenueber der Motordrehzahl des Hauptantriebsmotors 14 beispielsweise zuruecklaufend auch als Hydraulikpumpe betrieben werden, weswegen im Hauptanspruch allgemein die Anordnung einer Hydraulikkraftmaschine beansprucht ist, wobei dieser Begriff sowohl einen Motor als auch eine Pumpe - in kinematischer Umkehr der Arbeitsverhaeltnisse - umfasst. Im gezeigten Ausfuehrungsbeispiel handelt es sich jedoch um einen Hydraulikmotor 10. Die Antriebswelle 25 ist im Bereich zwischen dem Lager 18 und dem Hydraulikmotor 10 zusammen mit einem Lagergehaeuse 29 als Drehdurchfuehrung 11 ausgebildet, wie dies in Fig. 1 durch ein entsprechendes Symbol dargestellt wurde. Diese Drehdurchfuehrung erhaelt durch die Zufuehrung 30 einen Druckoelstrom aus der foerderstromverstellbaren Verdraengerpumpe 13,23. Der Oelzulauf

geschieht aus dem Oeltank 12 durch die Leitung 15, der Ruecklauf aus der Drehdurchfuehrung 11 erfolgt ueber die Leitung 17. Unter Weglassung aller bekannten Regelorgane des an sich bekannten hydraulischen Systems ist die Verstellbarkeit der Pumpe 13 lediglich durch den Pfeil 37 angedeutet. Das Gehaeuse 28 des Hydraulikmotors 10 dient gleichzeitig mit dem Lager 16 als Gehaeuselagerung und damit als zweites Lager der Antriebswelle 25. Antriebswelle 25 und Gehaeuse 28 bilden eine funktionell integrierte Einheit, wobei die Antriebsscheibe 7 fuer den die Trommel 1 antreibende Keilriemen 9 vorgesehen ist. Die entsprechende Riemenscheibe 5 ist, wie bereits dargelegt, mit dem verlaengerten Gehaeuse teil 34' des Umlaufgetriebsgehaeuses 34 verbunden. Die gesamte Antriebsanordnung 35 ist auf einer Platte 24 (mit -- dargestellt) verlagert.

Wie bereits vorgaengig erlaeutert, erfolgt die Regelung des Differenzdruckes vorzugsweise nach Massgabe des Drehmomentes. Zu dessen Erfassung ist im gezeigten Beispiel in der Zufuhrleitung 30 des Hydraulikmotors 10 ein Drucksensor 37 angeordnet. Dieser ermittelt den Arbeitsdruck des Hydraulikmotors 10 und damit das Drehmoment der Welle 27 bzw. 32 und 33 und damit das Drehmoment des Schneckenkoerpers 2. Er wandelt den ermittelten Wert in ein elektrisches Signal um, welches mit der Siganlleitung 38 dem Regler 39 aufgeschaltet wird. Durch diesen erfolgt ein Regelimpuls ueber die Steuerleitung 40 zur Foerderstromverstellung der oelhydraulischen Pumpe 37. Auf diese Weise haelt der Hydraulikmotor 10 unter Veraenderung seiner Drehzahl nach Massgabe des ermittelten Drehmoments der Schnecke 2 die Feststoffkonzentration des ausgetragenen Feststoffes 41 konstant.

Beim gezeigten Ausfuehrungsbeispiel gem. den Figuren 1 bis 3 bietet sich auf unkomplizierte Weise die Moeglichkeit, durch Wechseln der Antriebs-scheiben 6,7 bzw. der Riemenscheiben 4,5 den durch die Foerderleistung der Pumpe 13 begrenzten Drehzahlverstellbereich zu veraendern. Dieser liegt in der Regel zwischen 1 bis 20 UPM. Er kann jedoch bei entsprechend dickeren oder duenneren Schlaemmen auf 10 bis 30 oder 20 bis 40 UPM veraendert werden. Ein Verlegen des Regelbereiches ist auch dann von Vorteil, wenn ein entsprechender hydraulischer Motor unter Volllast vorteilhaft in seinem optimalen Drehzahlbereich betrieben werden soll, und somit eine Verlegung des Regelbereiches zum optimalen Wirkungsgrad hin ohne Schwierigkeiten ermoeeglicht wird.

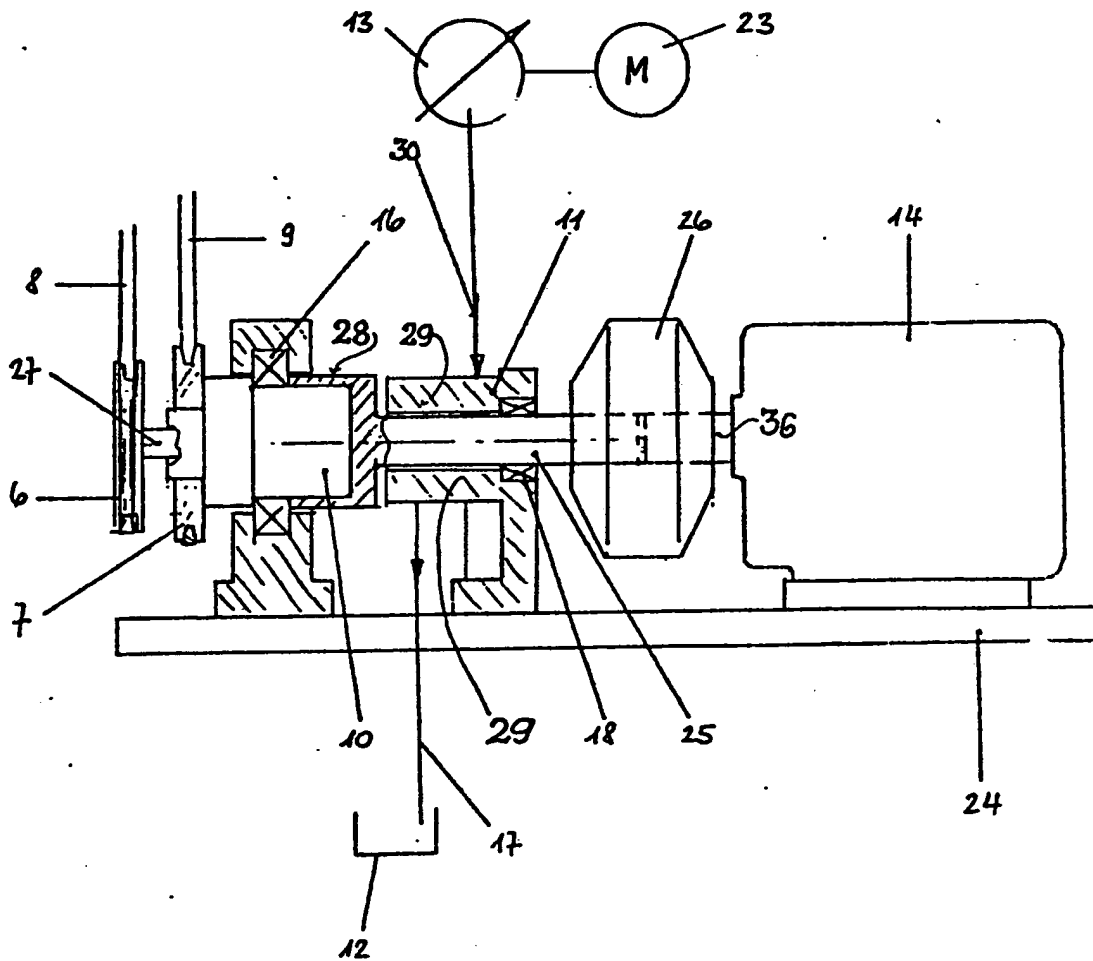
Wie das Ausfuehrungsbeispiel der Erfindung zeigt, ist diese sehr zweckmaessig und erfordert ein Minimum an regeltechnischem Aufwand, insbesondere im gesamten hydraulischen System. Sie ermoeeglicht darueberhinaus die Umruestung standardmaessig mit Keilriemenantrieb ausgeruesteter Zentrifugenantriebe ohne Aenderung des maschinellen Konzepts an der Zentrifuge und erfuehlt daher die eingangs gestellte Aufgabe in idealer Weise.



- 16 -  
- Leerseite -



Figur 2



Figur 3

